

⑨ 日本国特許庁 (JP)
⑫ 公開特許公報 (A)

⑪ 特許出願公開

昭58-217714

⑤ Int. Cl.³
F 01 N 1/08
7/00

識別記号

庁内整理番号
6620-3G
6620-3G

⑬ 公開 昭和58年(1983)12月17日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑭ エンジンの消音装置

⑯ 特 願 昭57-100878
⑰ 出 願 昭57(1982)6月11日
⑱ 発 明 者 加藤隆司

大府市共和町五ツ屋下28番地 2
⑲ 出 願 人 株式会社豊田自動織機製作所
刈谷市豊田町2丁目1番地
⑳ 代 理 人 弁理士 神戸典和 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

エンジンの消音装置

2. 特許請求の範囲

エンジンに接続されたマフラを備え、該エンジンから放出される排気音を抑制するエンジンの消音装置において、

前記マフラからの排気を導く排気通路に、該排気通路の断面積を変更することが可能な可変絞り装置を設けるとともに、該マフラ内の排気圧の低下に伴って該可変絞り装置の開度を小さくする調節装置を設け、前記エンジンの軽負荷運転域の排気音が効果的に抑制されるようにしたことを特徴とするエンジンの消音装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明は、エンジンの消音装置に関し、特に、エンジンの低負荷運転域においても高い消音効果を有する消音装置に関するものである。

エンジンに接続されたマフラを備え、そのエンジンから放出される排気音を抑制する消音装置に

おいては、エンジンの全回転域において高い消音効果を有することが望まれる。しかしながら、一般に、エンジンの排気音は実用頻度の高い高負荷高速度運転となる程大きくなるため、その様な排気音に対して消音効果が高くなるように構成され、軽負荷運転域においては、必ずしも十分な消音特性が得られなかつた。

本発明者は、エンジンの消音装置の消音効果を高めるために種々検討を重ねるうち、マフラ内の排気圧が低くなる程、そのマフラの排気管を絞るとエンジンの軽負荷運転域における排気音の消音効果が著しく改善され、しかもエンジンの燃料消費率等が殆ど影響されないという事実を見い出した。本発明は、斯る知見に基づいて為されたものである。

すなわち、本発明の要旨とするところは、マフラからの排気を導く排気通路に、その排気通路の断面積を変更することが可能な可変絞り装置を設けるとともに、マフラ内の排気圧の低下に伴ってその可変絞り装置の開度を小さくする調節装置を

設けたことにある。

このようにすれば、マフラ内の排気圧が低いエンジンの軽負荷運転域程、マフラの排気管が絞られて、排気音の消音効率が大幅に高められるとともに、そのような排気管の絞りによつてマフラ内の排気圧が高められても、マフラ内の排気圧がもともと低い領域であるので、エンジンの燃料消費率等が殆んど変わらないのである。

以下、本発明の一実施例を示す図面に基つて詳細に説明する。

第1図に於いて、図示しない産業車両のエンジンに接続されたマフラ10には、マフラ10からの排気通路である排気管12が設けられており、その排気管12の開口端部には消音アタッチメント14が接続されている。消音アタッチメント14は、第2図乃至第4図に示されるように、排気管12に嵌合して接続される管状のハウジング16と、ハウジング16内に收容されてハウジング16内を通過する排気を絞るための円形の絞り板18と、絞り板18を回転可能に支持するピン20

- 3 -

を絞り方向に付勢している。第2図及び第3図は、スプリング22の付勢力によつて絞り板18がハウジング16内の排気通路を閉じた状態を示している。尚、ピン20の他端部外周面には、一円周上に溝28が形成され、その溝28にスナップリング30が嵌め付けられて、ピン20がハウジング16から抜け出ることが防止されている。

以上のように構成された消音アタッチメント14は、図示しないエンジンの回転に伴つてマフラ10からの排気が排気管12を通して排気され始めると、絞り板18の両側に圧力差が生じて絞り板18が開けられるので、消音アタッチメント14を通して排気が為される。即ち、絞り板18はピン20によつて偏心して回転可能に支持されているので、マフラ10内の圧力に応じたハウジング16内を開く方向の回転モーメントを生じる。この結果、ハウジング16内の通路を閉じる方向に付勢するスプリング22の付勢力と、その回転モーメントとが釣り合った位置で絞り板18が位置決めされるのである。それ故、絞り板18は、

- 5 -

と、絞り板18を絞り方向に付勢するスプリング22とから構成される。ピン20は、ハウジング16の軸心に対して直角方向にハウジング16を貫通して設けられるとともに、ハウジング16の中心線よりも稍離れて中心線と交差しないように設けられ、絞り板18を偏心した位置で支えている。

第5図および第6図に示されるように、絞り板18の一面には、その中心から稍偏心した位置に断面が略半円状を成す貫通孔を有するパイプ24が固設されている。ピン20には、その一端にストッパ26が突設され、その他端から一端に向つて側面が切り欠かれ断面が略半円状に形成されている。したがつて、ピン20は絞り板18とともに回転するようにされている。コイル状を成すスプリング22は、ピン20の一端に嵌められており、その一方の端部がストッパ26と係合させられ、その他方の端部がハウジング16に設けられた穴に入れられて係合させられることによつて、ピン20を軸まわりに付勢するとともに絞り板18

- 4 -

それ自体ハウジング16内の排気通路の開度を変更する可変絞り装置を成すとともに、ピン20によつて偏心して支持されることにより回転モーメントを生じる絞り板18と、絞り板18を絞り方向に付勢することによつて絞り板18から生じる回転モーメントに応じた位置で絞り板18を位置決めするスプリング22とが、マフラ10内の排気圧の低下に伴つて可変絞り装置の開度を小さくする調節装置を成しているのである。

この為、図示しないエンジンの回転に伴つて排気量が増加すると、絞り板18の開度がマフラ10内の排気圧に応じて変化させられ、第7図に示されるように、マフラ10内の排気圧がエンジンの回転数に伴つて増加させられる。即ち、消音アタッチメント14を取り付けない従来の場合には、エンジンの回転数とマフラ10内の排気圧との関係は、第7図の二点鎖線に示されるような直線関係にあつたが、本実施例によれば、実線に示されるように、エンジンの比較的低い回転域に於いて排気圧が上昇させられる。たとえば、高負荷高速

- 6 -

回転運転に於いては、マフラ 10 内の排気圧が高いので排出される排気量が多く、絞り板 18 が全開状態にさせられる。しかし、エンジンが軽負荷となり回転数が 2000 r.p.m. 程度以下の中速運転になるのに伴って、高速高負荷運転に比較して排気量が減少するので、絞り板 18 は全開状態から閉じられ始める。この為、第 7 図の B 点から A 点に示されるように、エンジンの回転数の低下に伴ってマフラ 10 内の排気圧が従来に比較して上昇させられる。更に、エンジンの回転数が約 1000 r.p.m. 程度以下の低速運転になると、マフラ 10 から排出される排気量が更に減少する。これに対して、絞り板 18 はハウジング 16 内の通路を絞るものの、マフラ 10 内の圧力変化即ち排気流量変化に対する回転モーメントの変化が大きく生ずる領域であるので、排気量の減少に対する絞り込み量の割合が少くなり、マフラ 10 内の絞りによる圧力増加分は減少してエンジンのアイドル状態を表す C 点に至る。

この様に、本実施例によれば、従来のマフラ 10

- 7 -

状態に対して、実験用可変絞り装置 31 によつて僅かに排気圧が高められると、500乃至1000 r.p.m. 程度付近の軽負荷運転域において排気音の大きさが約 20 dB 程度抑制され、極めて高い消音効果が得られることが判る。しかも、消音アタッチメント 14 の取り付け前後に於けるエンジンの燃料消費率は、相互の測定のはらつきに含まれる程度であつて殆んど差がなかった。尚、エンジンの回転数が 750 及び 1000 r.p.m. 時に於いて、絞りによつて増加した排気圧が高まるに従つて排気音の大きさが若干増加するが、これは絞り板 18 による絞りの狭帯音のためである。このような狭帯音は、消音アタッチメント 14 の下流側に小さなチャンバーを設ければ大巾に解消され得る。

上記実験は、第 9 図に示された条件にて測定されたものであり、排気音の大きさは、消音アタッチメント 14 から一定の距離 ($L = 15 \text{ cm}$) 離れた状態に配置された騒音計 32 によつて測定されたものである。

- 9 -

に消音アタッチメント 14 を取り付けることによつて、マフラ 10 内の排気圧が¹⁰高くなる程その排気管 12 からの排気通路が絞られて消音効果が大巾に高められるのである。すなわち、実用頻度が高く排気音が大きい高負荷高速運転状態における消音効果が高くなるように設計され、中低速運転状態等の軽負荷運転域において高い消音効果が得られにくかつた従来のマフラ 10 に、消音アタッチメント 14 を取り付けることによつて、その軽負荷運転域に於いても高い消音効果が得られるのである。しかも、消音アタッチメント 14 によつて排気通路が絞られるエンジンの軽負荷運転域は、もともとマフラ 10 内の排気圧が低い領域であるので、消音効率を上げるために若干排気圧が高められても、エンジンの燃料消費等が殆んど影響されないものである。

以上のような効果は、本発明者の実験によつて次のように確められている。即ち、第 8 図に示されるように、消音アタッチメント 14 が取り付けられない前の状態である排気圧 (増加分) が 0 の

- 8 -

加えて、本実施例によれば、マフラ 10 内の排気圧 (圧力) の低下とともに排気管 12 が閉じられて、逆流阻止弁の機能が備えられているので、エンジンがディーゼルエンジンである場合に、消音アタッチメント 14 によつてエンジンの逆転が防止される利点がある。そして、前述のように、消音アタッチメント 14 は簡単に構成されるとともに従来のマフラの排気管 12 に嵌め着けることによつて簡単に取り¹¹着けられるので、きわめて安価且つ容易に低回転域の排気音が抑制される利点がある。

次に、本発明の他の実施例を説明する。尚、以下の説明に於いて前述の実施例と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

第 10 図に於いて、マフラ 10 には排気管 12 とともに排気通路を形成する排気管 12 a が設けられている。従つて、エンジンの中低速運転時には排気管 12 a を介して排気が為され、エンジンが高負荷高回転で回転させられると、消音アタッチメント 14 が開かれて排気管 12 からも排気が

- 10 -

為される。本実施例によれば、消音アタッチメント14の絞り作用がON-OFF作動と同様な簡単な作用で良いので、その特性のばらつきが許容され消音アタッチメント14の製造コストが安価となる利点がある。

第11図に於いて、マフラ10に設けられた排気管12は袋状に閉じられるとともに、その外面には細かい排気孔34が複数形成され、また排気管12内にはスプリング36によつてマフラ10側に付勢された有底円筒状の移動部材38が嵌め入れられている。従つて、マフラ10内の排気圧が高まると、移動部材38はその排気圧によつてスプリング36の付勢力に抗して排気管12の先端側に移動させられるので、その移動量に応じた数の排気孔34が開かれる。このため、マフラ10内の排気圧に応じて排気管12内を流通する排気が絞られるのである。即ち、排気孔34及び移動部材38が可変絞り装置を形成し、マフラ10内の排気圧を受けて移動する移動部材38と、その移動部材38が受ける力とその移動部材38

-11-

荷運転域に於けるマフラ10内の排気圧が上昇させられるのである。従つて、電磁開閉弁40c、40dが可変絞り装置を形成し、圧力センサ42及び比較器44が調節装置を形成している。本実施例によれば、機械的な摺動部分が殆んどないで極めて高い信頼性が得られる利点がある。

第13図に於いて、マフラ10の排気管12には、ダイヤフラムアクチュエータ46によつて駆動されるバタフライ弁48が配設されている。ダイヤフラムアクチュエータ46は、ダイヤフラム50によつて分割された大気と連通する大気室52及びマフラ10内と連通する圧力室54と、ダイヤフラム50を付勢するスプリング56とを備え、マフラ10内の排気圧の下降に伴つてバタフライ弁48を閉じて、排気管12内の排気通路を絞るように構成されている。従つて、バタフライ弁48が可変絞り装置を形成し、ダイヤフラムアクチュエータ46が調節装置を形成している。

以上、本発明の一実施例を示す図面に基つて説明したが、本発明はその他の態様においても適

-13-

に付与した付勢力とが平衡した位置で移動部材38を位置決めするスプリング36とが調節装置を形成している。

第12図に於いて、マフラ10には排気通路を形成する3本の排気管12b、12c、12dが設けられており、そのうち2本の排気管12c及び12dには、電磁開閉弁40c、40dが設けられている。一方、マフラ10内の圧力を検知する圧力センサ42がマフラ10に設けられており、その圧力センサ42からマフラ10内の圧力を表す圧力信号が比較器44に供給される。比較器44はマフラ10内の圧力が予め定められた一定の第一の圧力を越え、と、駆動信号を電磁開閉弁40cに供給して排気管12cを開放させ、マフラ10内の圧力が予め定められた第2の圧力を越え、と、駆動信号を電磁開閉弁40dに供給し排気管12dを開放させる。即ち、エンジンの軽負荷運転に於いては排気管12bのみを通して排気され、エンジンの回転が上昇するにつれて排気管12c及び12dが開放されることによつて、軽負

-12-

用される。

たとえば、前述の実施例において、マフラ10内の排気圧力に基つて排気管12の絞り開度を変更されてるが、エンジンの回転数、インテークマニホールドの吸気負圧、および排気温度等はマフラ10内の排気圧力に密接に関連するため、それ等の排気圧力を間接的に表わす量に基つて、絞り開度を変更されても良いのである。

また、消音アタッチメント14のハウジング16の内周面に吸音材を貼り付けても良い。この場合には、一層優れた消音効果が得られる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例を含む消音装置の外観図である。第2図乃至第4図は第1図の実施例を拡大して示したものであり、第2図は一部を切欠いた正面図、第3図は平面図、第4図は一部を切欠いた側面図である。第5図及び第6図は、夫々第2図乃至第4図の絞り板及びピンを示す斜視図である。第7図は、第1図の実施例における排気圧とエンジン回転数との関係を示した図表であ

-14-

る。第8図は排気音の大きさと絞りによる排気圧の増加量との関係を示した図表であり、第9図は第8図の実験条件を示す図である。第10図乃至第13図は、夫々本発明の他の実施例を示す第1図に相当する図である。

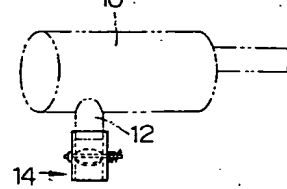
- 10：マフラ 12：排気管
18：絞り板 22：スプリング
34：排気孔 36：スプリング
38：移動部材
40c, 40d：電磁開閉弁
42：圧力センサ 44：比較器
46：ダイヤフラムアクチュエータ
48：バタフライ弁

出願人 株式会社 豊田自動機械製作所

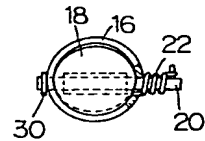
代理人 弁理士 神戸典和 (ほか2名)



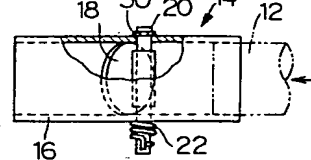
第1図



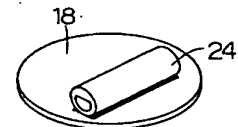
第4図



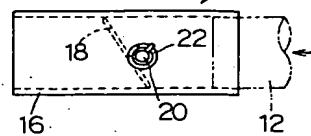
第2図



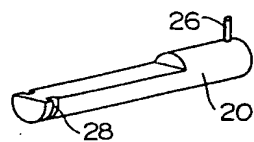
第5図



第3図

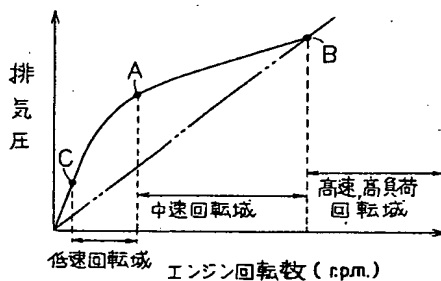


第6図

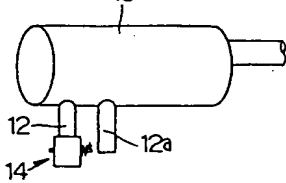


- 15 -

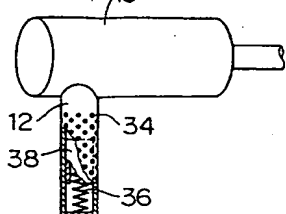
第7図



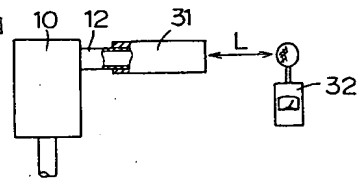
第10図



第11図



第9図



排気音の大きさ (dB)

第8図

